



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJÍZDNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

MOBILE BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Čech

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Jonák

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **David Čech**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Martin Jonák**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pojízdný pásový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedte návrh pojízdného šikmého pásového dopravníku.

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 60000 kg/hod,

dopravní výška: 3,5 m,

dopravovaný materiál: drobné kamenivo, drobná stavební suť.

Cíle bakalářské práce:

Provedte rešerši a funkční výpočet pojízdného pásového dopravníku.

Navrhněte délku dopravníku, pohon a napínací zařízení.

Dále navrhněte konstrukci a provedte pevnostní výpočet vybraných konstrukčních prvků a nakreslete příslušné výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce.

Seznam literatury:

Janíček, P., Ondráček, E. a Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost, skripta VUT Brno.

Gajdůšek, J. a Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno.

Dražan, F. a kol. (1983): Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT v Praze.

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Brno: VUT IUM. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je návrh pojízdného dopravníku pro přepravu drobného kameniva a drobné stavební sutě s dopravním výkonem $60\,000\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, výškovým rozdílem 3,5 m. Tato práce obsahuje také popis základních částí pásového dopravníku, funkční výpočty podle normy ČSN ISO 5048, návrh hlavních rozměrů dopravníku, pohonu a napínacího zařízení. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

pojízdný pásový dopravník, dopravní pás, válečková stolice, napínací zařízení, drobné kamenivo, drobná stavební suť

ABSTRACT

The aim of this work is to design mobile belt conveyor to transport fine aggregate and small rubble with traffic performance $60\,000\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, 3,5 meters height difference. This work also contains a description of the basic parts of the conveyor, functional analysis according to ISO 5048, the design of the main dimensions of the conveyor, drive and tensioning device. The work is accompanied by drawings.

KEYWORDS

mobile belt conveyor, conveyor belt, idler, tensioning device, fine aggregate, small rubble



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČECH, D. *Mobilní pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 59 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Jonáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

David Čech



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Martinu Jonákovi za odborné konzultace, cenné rady a připomínky, které mi při tvorbě práce pomohly. Poděkování patří také panu Ing. Karlovi Němečkovi a panu Tomášovi Indrovi z firmy AB TECHnology, s.r.o. za exkurzi po výrobní hale pásových dopravníků a poskytnutí katalogů a výkresů, což mi pomohlo k objasnění problematiky dopravníků.



OBSAH

Úvod	9
1 Pásové dopravníky	10
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	10
1.2 Schéma pásového dopravníku	11
1.3 Legislativní požadavky na pojízdný pásový dopravník	11
2 Konstrukční prvky dopravníku	13
2.1 Dopravní pás	13
2.2 Válečkové stolice a válečky	15
2.3 Poháněcí stanice a hnaný buben	18
2.4 Napínací zařízení	20
2.5 Násypka	21
2.6 Nosná konstrukce	21
2.7 Náprava pojízdného dopravníku	22
3 Funkční výpočet	23
3.1 Úhel sklonu dopravníku	23
3.2 Volba teoretického průřezu náplně materiálu na pásu	23
3.3 Stanovení jmenovité dopravní rychlosti pásu	23
3.4 Dynamický sypný úhel	24
3.5 Kontrola šířky pásu	24
3.6 Největší dopravní výkon	24
3.7 Hmotnostní dopravní výkon	25
3.8 Kontrola dopravovaného množství materiálu	25
3.9 Obvodová síla potřebná na hnacím bubnu	25
3.10 Potřebný provozní výkon hnacího bubnu	30
3.11 Potřebný provozní výkon motoru	30
3.12 Síly v pásu	30
4 Pevnostní výpočet	34
4.1 Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu	34
4.2 Kontrolní výpočet šroubu na tah a odtlačení v závitech	38
4.3 Kontrola ložiskového domku	40
4.4 Pevnostní výpočet rámu	43
Závěr	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	53
Seznam příloh	58



ÚVOD

Manipulační a dopravní zařízení je nedílnou součástí ve všech průmyslových odvětvích a slouží k urychlení a ulehčení manipulace s materiálem. Práce, kterou je třeba vykonat, by měla být co nejmenší, nejméně nákladná a nejefektivnější. Jedním z nejrozšířenějších zařízení pro dopravu materiálu je pásový dopravník.

Cílem této bakalářské práce je provést konstrukční řešení pojízdného pásového dopravníku pro dopravu drobného kameniva a drobné stavební sutě s dopravním výkonem $60\,000\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ a dopravní výškou 3,5 m.



Obr. 1 Pojízdný pásový dopravník [11]



1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou zařízení určené pro dopravu sypkých či kusových materiálů ve vodorovném i šikmém směru. Používají se na krátké, střední a dlouhé vzdálenosti. [2]

Pásový dopravník se skládá z dlouhého rámu, který zároveň slouží jako nosná konstrukce daného stroje, na kterém jsou upevněny otočné válečky, které slouží k podpírání pasů a tvoří pojezdovou dráhu pro pás, který je napnut mezi dvěma bubny, kde jeden je hnací a druhý je hnáný.

Hlavní předností oproti jiným zařízením pro přepravu materiálu jsou rychlost dopravy, dopravní výkon, plynulost přepravy, ekonomický hospodárný provoz, hlukem nezatěžující provoz, šetrnost vůči životnímu prostředí a minimální náklady na údržbu a opravu.

Omezení možností jejich použití spočívá zejména při šikmé dopravě (podle druhu dopravovaného materiálu bývá maximální úhel stoupání 12 až 23°). Dosáhnutí vyššího úhlu stoupání až 45° lze dosáhnout různými úpravami pásu jako je např.: navulkanizování opěrek na dopravní pás. [1]

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pásové dopravníky se dle literatury [1] dělí na:

1.1.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

- dopravníky s celogumovým pásem
- dopravník s gumovým a PVC pásem
- dopravník s ocelovým pásem
- dopravník s pásem z drátěného pletiva

1.1.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované (kombinace konkávního a konvexního směru)

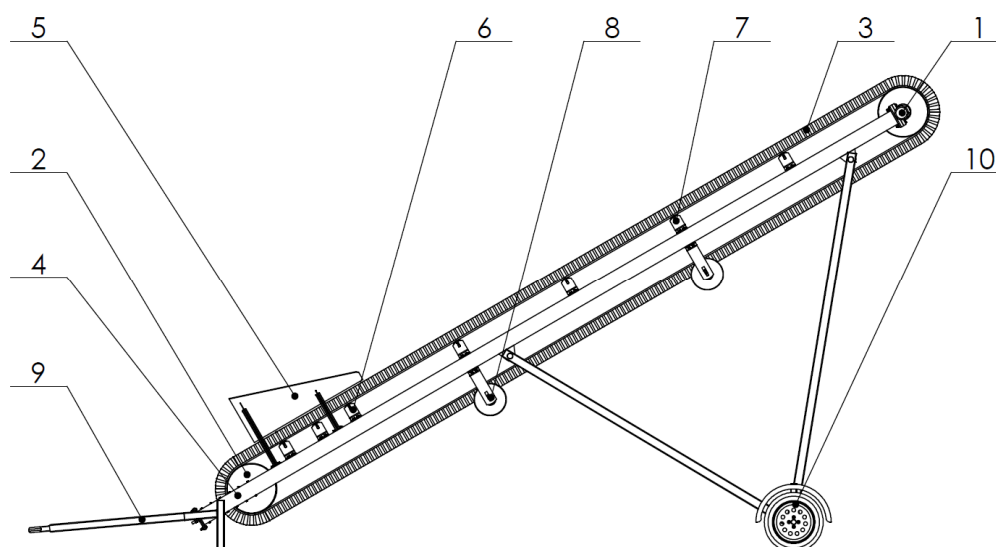
1.1.3 PODLE PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

- dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem

- dopravníky pojízdné a přenosné – pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- dopravníky představitelné – pro velké rychlosti a přepravní délky (převážně povrchové doly)

1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z následujících hlavních částí. Jejich umístění je znázorněno na obrázku (Obr. 2).



Obr. 2 Schéma pásového dopravníku: 1 – hnací buben, 2 – hnáný buben, 3 – dopravní pás, 4 – napínací zařízení, 5 – násypka, 6 – dopadové válečky, 7 – válečky nosné válečkové stolice, 8 – válečky vratné válečkové stolice, 9 – oje, 10 – náprava

1.3 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY NA POJÍZDNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Aby se pojízdný pásový dopravník mohl pohybovat po veřejné komunikaci jako přívěs tažený vozidlem musí splňovat požadavky směrnice EU [10], která stanovuje maximální přípustné rozměry a hmotnosti vozidel.

1.3.1 MAXIMÁLNÍ PŘÍPUSTNÉ ROZMĚRY VOZIDEL

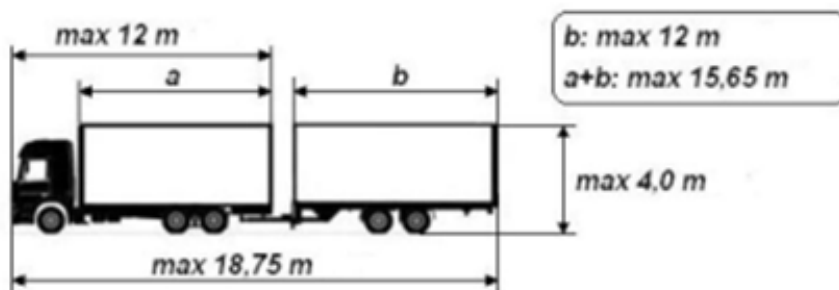
Dle směrnice EU [10]

MAXIMÁLNÍ DÉLKA

- | | |
|----------------------|---------|
| ▪ Motorové vozidlo | 12,00 m |
| ▪ Přívěs | 12,00 m |
| ▪ Přívěsová souprava | 18,75 m |



- Maximální šířka 2,55 m
- Maximální výška 4,00 m



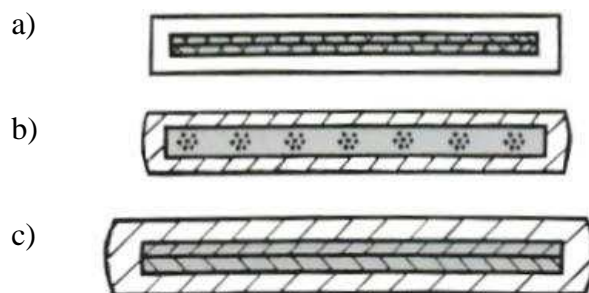
Obr. 3 Maximální přípustné rozměry [10]

2 KONSTRUKČNÍ PRVKY DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás tvoří nejdůležitější část dopravníku. Je to uzavřený prvek obíhající okolo koncových bubnů, plní funkci nesení materiálu na dopravované délce a současně plní také funkci tažného prvku a přenáší všechny odpory vznikající při jeho oběhu. [3]

Dopravní pás se skládá z nosné kostry, která je tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu, ocelových lan, případně z jejich kombinací a je oboustranně chráněn gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou vzájemně spojené tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní krycí vrstva má za účel chránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případným mechanickým poškozením, dolní krycí vrstva chrání před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů, boční vrstvy před odíráním vodíčovými lištami nebo strážními válečky. [1]



Obr. 4 Řezy pásu [2]:

a) pás s textilní vložkou, b) s ocelovými kordy, c) s polyamidovými vložkami

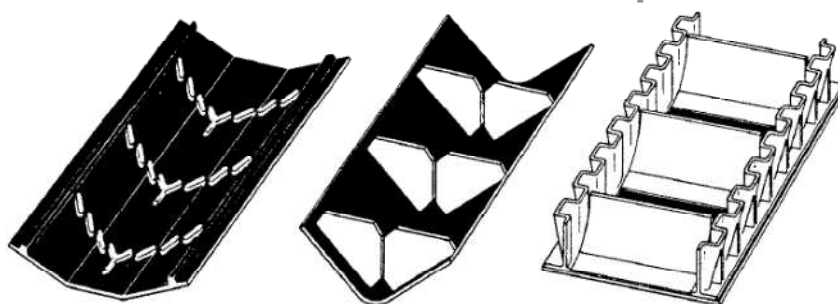
POŽADAVKY KLADENÉ NA PÁS DOPRAVNÍKU

Dle literatury [1] str. 134

- Vysoká životnost
- Vysoká odolnost proti opotřebením otěrem
- Vysoká podélná tuhost
- Minimální navlhavost
- Vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti
- Schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

DOPRAVNÍ PÁSY PRO STRMOU DOPRAVU

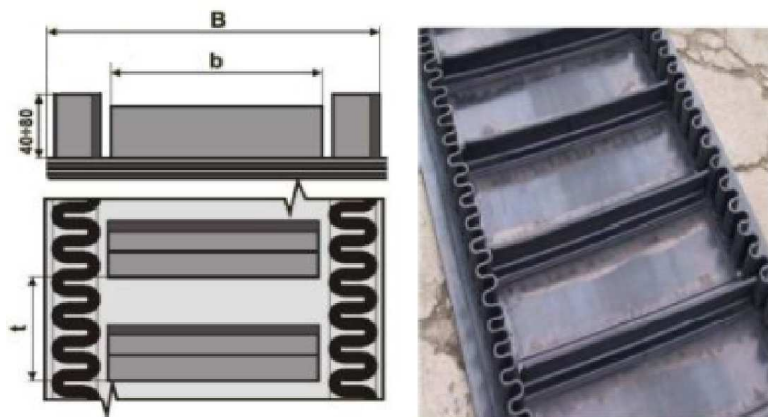
U šikmých dopravníků se sklonem větším než sypný úhel dopravovaného materiálu je vhodné použít dopravní pásy s tzv. lopatkami či žebry. Mají buď rovný, nebo šípový profil. [1] Pásy mohou mít také boční vlnovec, který zabraňuje pádu materiálu z pásu a tím zvýší efektivitu a bezpečnost provozu dopravníku na úkor vyšší ceny pásu. [3]



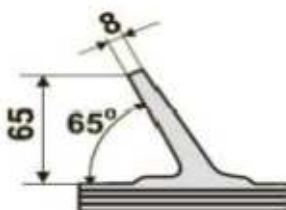
Obr. 5 Typy dopravních pásů pro strmou dopravu [2]

2.1.1 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Byl zvolen dopravní pás od firmy Flexco, s.r.o. Jedná se o otěru vzdorný pás z gumy styren butadienu vhodný pro dopravu sypkých a kusovitých materiálů. Pás je opatřen žebry a bočním vlnovcem a je spojen pomocí mechanických spojek Flexco. [12]



Obr. 6 Dopravní pás [2]



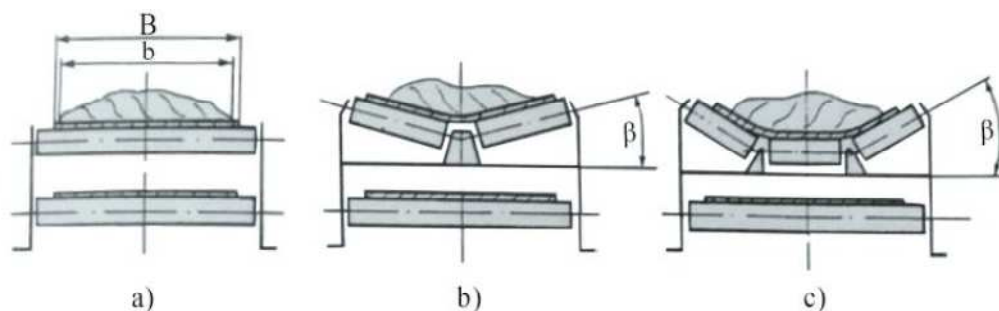
Obr. 7 Řez pásem [2]

Tab. 1 Parametry pásu [2]

B [mm]	b [mm]	t [mm]	Tloušťka pásu [mm]	Pevnost v tahu [N.mm ⁻¹]	Hmotnost [kg·m ⁻¹]	Maximální úhel sklonu [°]	Minimální průměr bubnu [mm]
540	400	160	11	25	4,5	60	400

2.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE A VÁLEČKY

Do nosných válečkových stolic se vkládají válečky a společně tvoří tvar požadovaného ložného průřezu a zároveň vedou a podepírají pás. Stolice nosných válečků se upevňují na konstrukci dopravníku. [2] Stolice mohou být přímé jednoválečkové nebo korýtkové, které bývají osazeny dvěma, třemi nebo i více válečky. Sklon vnějších válečků vzhledem k horizontální rovině je 20° , 30° , 35° i více stupňů. [1] Pro dolní vratnou větev se nejčastěji používají přímé jednoválečkové stolice s válečky, které mohou mít speciální profil (např. spirálové, nebo válečky s disky), které usnadňují čištění pásu.



Obr. 8 Základní typy válečkových stolic [4]:
a) ploché, b) korýtkové dvouválečkové, c) korýtkové tříválečkové

POŽADAVKY KLADENÉ NA VÁLEČKY

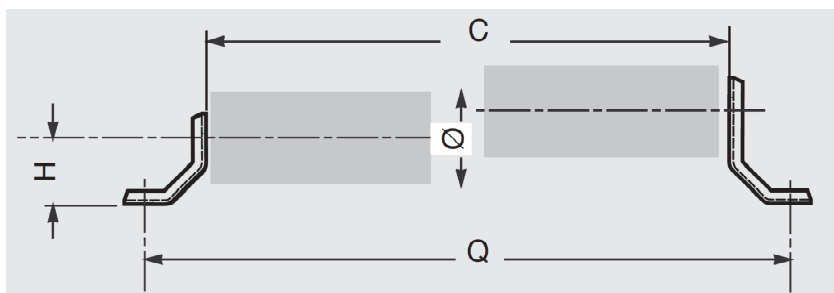
Dle literatury [2] str. 69

- Malý odpor proti otáčení
- Malá hmotnost
- Jednoduchá konstrukce
- Dokonale utěsněné a vyvážené
- Nenáročná údržba

2.2.1 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ

VÁLEČKOVÉ STOLICE V NOSNÉ VĚTVI

Na základě šířky pásu byly pro nosnou větev dopravníku voleny jednoválečkové stolice od firmy Rulmeca typu SPT 1660. [14] Rozteč válečkových stolic v místě přivádění materiálu na pás je 0,3 m a v oblasti za dopadem materiálu je rozteč 1 m (viz kap. 3.9.1).



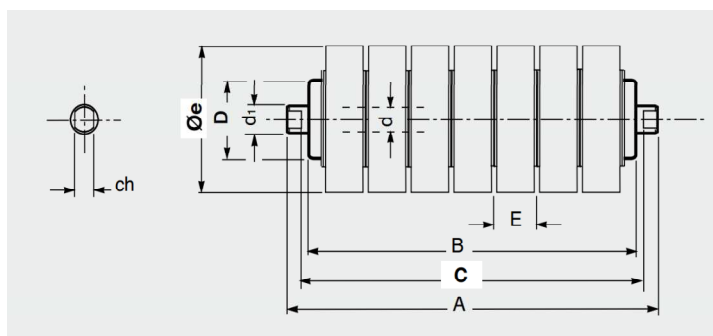
Obr. 9 Válečková stolice v nosné větvi Rulmeca SPT 1660 [2]

Tab. 2 Základní rozměry válečkové stolice Rulmeca SPT 1660 [2]

Typ	Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]				Hmotnost [kg]
		Ø	C	H	Q	
SPT 1660	540	60 ÷ 180	608	100	740	1,5

VÁLEČKY V NOSNÉ VĚTVI

V místě přivádění materiálu na pás byly voleny válečky typu MPS1 89NA od firmy Rulmeca. [18] Tyto válečky jsou opatřeny pryžovými kotouči pro snížení dynamických účinků dopadajícího materiálu.



Obr. 10 Váleček Rulmeca MPS1 89NA [18]

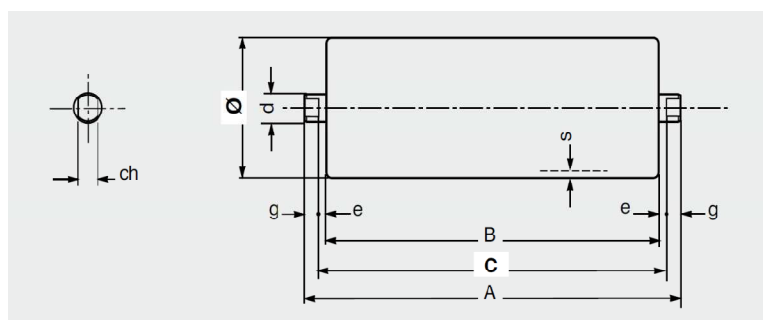
Tab. 3 Základní rozměry válečku Rulmeca MPS1 89NA [2]

Typ	Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]
		Øe	A	B	C	D	d	d ₁	E	ch	
MPS1 89NA	540	89	626	600	608	60	20	21	35	17	6,1



Obr. 11 Válečková stolice s dopadovým válečkem

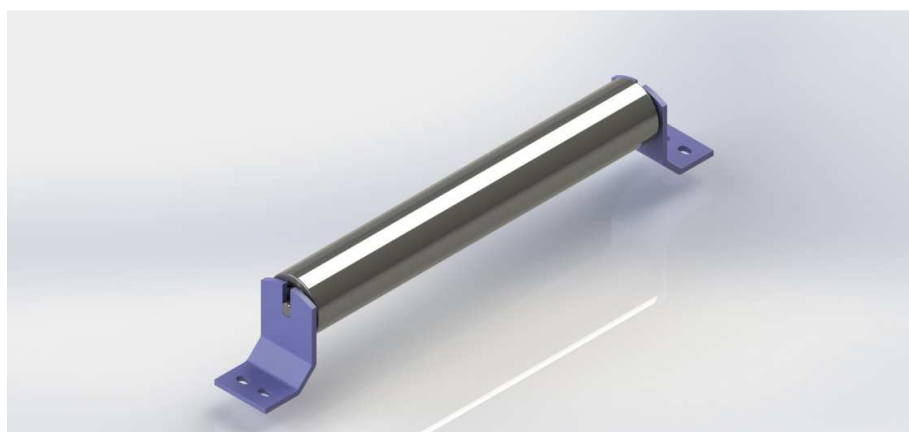
Ve zbytku nosné větve dopravníku byly voleny hladké ocelové válečky typu PSV1 89N také od firmy Rulmeca. [17]



Obr. 12 Váleček Rulmeca PSV1 89N [17]

Tab. 4 Základní rozměry válečku Rulmeca PSV1 89N [2]

Typ	Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]
		$\varnothing e$	A	B	C	d	e	g	ch	s	Celková
PSV1 89N	540	89	626	600	608	20	4	9	14	3	6,1

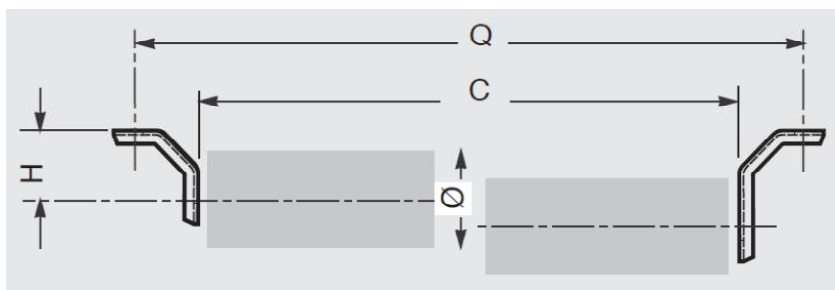


Obr. 13 Válečková stolice v nosné větvi s válečkem



VÁLEČKOVÉ STOLICE VE VRATNÉ VĚTVI

Pro vratnou větev dopravníku byly voleny jednoválečkové stolice od firmy Rulmeca typu SPT 1490 s roztečí 2 m (viz. kap. 3.9.1). [15]



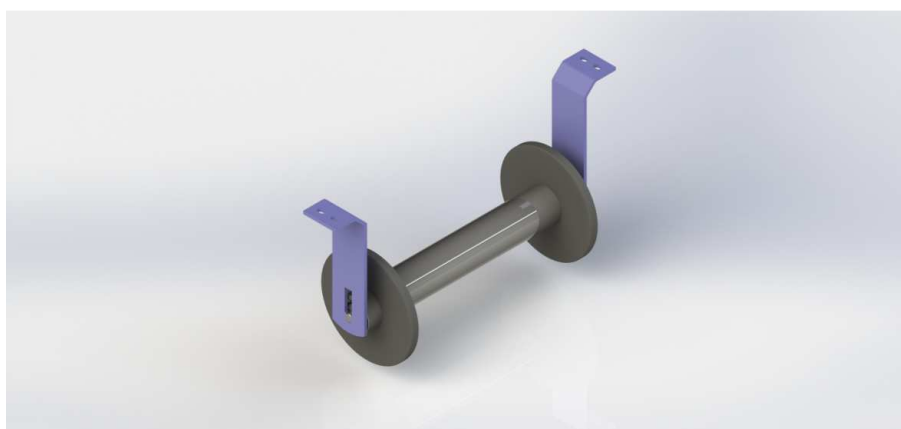
Obr. 14 Válečková stolice ve vratné větvi Rulmeca SPT 1490 [2]

Tab. 5 Základní rozměry válečkové stolice Rulmeca SPT 1490 [2]

Typ	Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]				Hmotnost [kg]
		Ø	C	H	Q	
SPT 1490	540	60 ÷ 180	608	100	740	1,5

VÁLEČKY VE VRATNÉ VĚTVI

Díky příčným profilům a vlnovci na pásu není možné podepřít vratnou větev pouze hladkými válečky, proto jsou válečky vybaveny pryžovými disky, které zároveň podpírají a vedou pás. Použité válečky jsou stejné jako pro nosnou větev typu PSV1.



Obr. 15 Válečková stolice ve vratné větvi s válečkem s diskem

2.3 POHÁNĚCÍ STANICE A HNANÝ BUBEN

Bubny pásových dopravníků jsou buď lité nebo svařované. Povrch pláště bývá rovný s kónickými konci a mírně bombírován pro lepší vedení pásu. Hnací bubny se většinou umísťují na konec dopravníku, kde přepadá materiál a musí zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pás. Při vyšších výkonech zvyšujeme součinitel smykového tření



pogumováním povrchu bubnu, případně je buben opatřen i vzorkem. Hnané bubny jsou umístěné v místě násypu materiálu na pás.

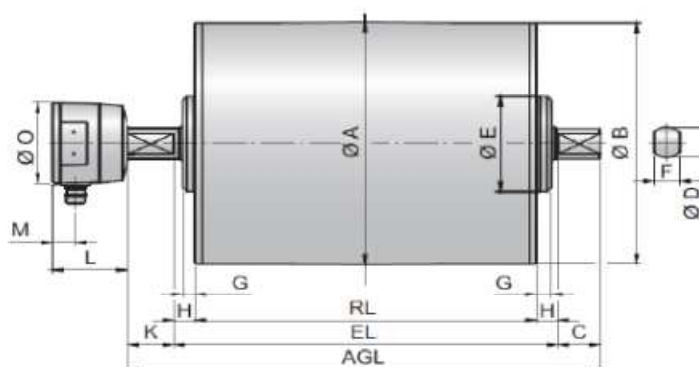
Poháněcí stanice slouží k zajištění pohybu dopravního pásu. Jednou z možností je použít systém složený s elektromotorem, převodové skříně, spojky, brzdy a hnacího bubnu. Pro menší výkony se používají elektrobubny, které mají asynchronní elektromotor s převodovkou uvnitř bubnu. [1]

2.3.1 VOLBA POHÁNĚCÍ STANICE

Na základě vypočítaného potřebného výkonu z rovnice (21) a minimálního průměru bubnu (viz. tab. 1) byl volen elektrobuben Rulmeca 400L o výkonu 2,2 kW s kroutícím momentem 209 N · m. [20] Pohon byl volen z důvodu lepší manipulace s pojízdným dopravníkem, úspory místa a snížení hmotnosti. Povrch bubnu je pogumován, aby se zabránilo prokluzování pásu na bubnu.



Obr. 16 Řez poháněcí stanicí Rulmeca [2]



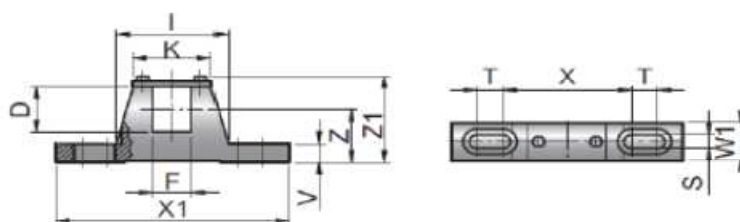
Obr. 17 Elektrobuben Rulmeca 400L [2]



Tab. 6 Rozměry elektrobubnu Rulmeca 400L [2]

Typ	Rozměry [mm]															Hmotnost [kg]
	RL	EL	AGL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	O	
400L	550	600	704	404	400	50	40	125	30	20	25	54	41	24	105	125

Elektrobuben je připevněn pomocí kotvících závěsů, které jsou přišroubovány ke konstrukci dopravníku.



Obr. 18 Kotvící závěsy elektrobubnu [2]

Tab. 7 Základní rozměry kotvícího závěsu [2]

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1	
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

2.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Zabezpečuje správné napnutí dopravního pásu, aby se zaručilo vyvolání dostatečně velkého tření mezi hnacím bubnem a pásem. Proto je napínací zařízení nezbytnou součástí každého pásového dopravníku. [1]

DRUHY NAPÍNACÍCH ZAŘÍZENÍ

Dle literatury [2] str. 47

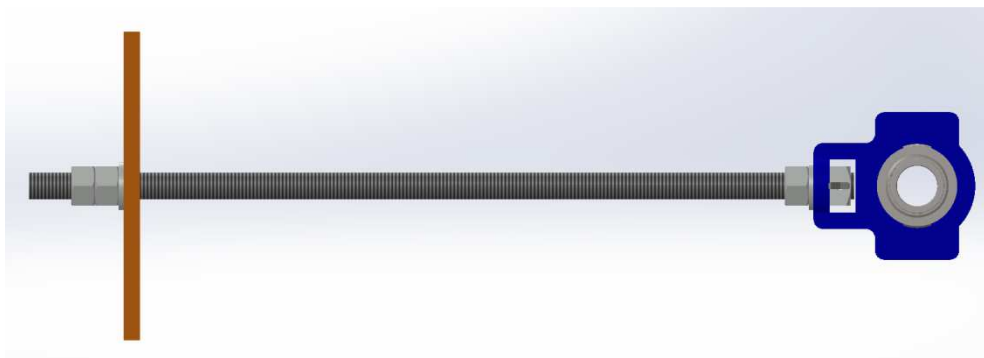
- Tuhé (pomocí šroubů nebo ručních kladkostrojů)
- S konstantní napínací silou vyvozenou závažím
- S napínací silou regulovanou zpravidla automaticky pomocí pneumatického válce, elektrického vrátku či elektrohydraulicky

2.4.1 VOLBA NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Bylo zvoleno napínání tuhé pomocí napínacích šroubů, které jsou spojeny čtyřhrannými maticemi s ložiskovými domky uloženými v saních. V těchto ložiskových



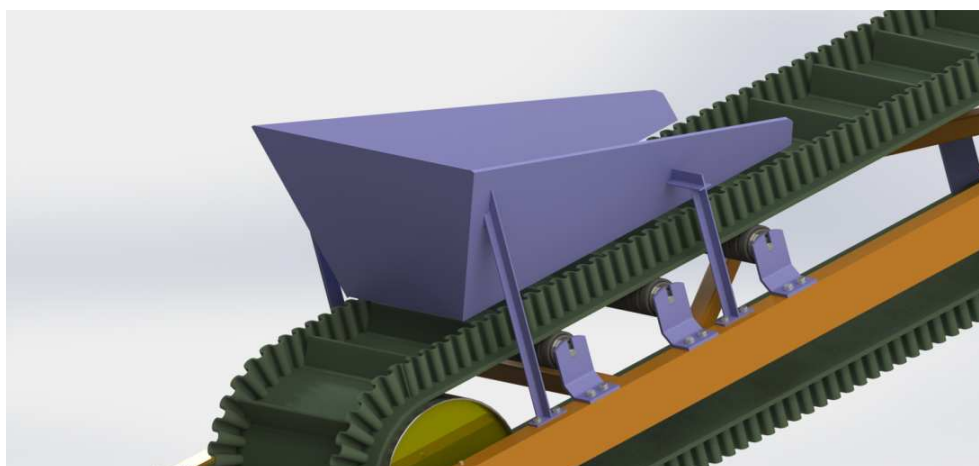
jednotkách je uložena osa hnaného bubnu. Při utahování matice na šroubu se mění poloha hnaného bubnu a to způsobuje napínání pásu, které se určuje odhadem a musí být za klidu takové, aby vyhovělo přenosu sil na bubnu za chodu a hlavně při rozběhu dopravníku. Dbáme na to, aby nedošlo ke zkřížení bubnu při změně polohy.



Obr. 19 Napínací zařízení

2.5 NÁSYPKA

Násypka slouží k usměrnění materiálu dopadajícího na pás dopravníku.



Obr. 20 Násypka

2.6 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce nese všechny součásti dopravníku. Zachycuje statické síly od tíhy dopravovaného materiálu a pásu, a také dynamické síly vyvolané kmitáním pásu při přívodu materiálu a nevyváženými bubny. [2]

TYPY KONSTRUKCE RÁMŮ

- Příhradové
- Plnostěnné



2.6.1 KONSTRUKCE RÁMU POJÍZDNÉHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Rám se skládá ze dvou bočních profilů válcovaných za tepla od výrobce FERONA [22] s označením UPE 120 dle DIN 1026-2, které jsou vyrobeny z materiálu S235JR (1.0038) a jsou spojeny k sobě přivařenými výztuhami čtvercového průřezu 50x3 dle ČSN EN 10219-2 stejného výrobce i materiálu. Na rám jsou dále přivařeny stojiny, úchyty elektrobubu a nápravy.



Obr. 21 Rám pojízdného pásového dopravníku

2.7 NÁPRAVA POJÍZDNÉHO DOPRAVNÍKU

Náprava dopravníku se skládá z normalizovaných profilů (obr. 22) od výrobce FERONA [22] a k rámu je připevněna pomocí čepů, které jsou zajištěny závlačkami. Ve spodní části je z jedné strany spojena také pomocí čepů a z druhé je svařena. Toto řešení je voleno z důvodu snadnější montáže.



Obr. 22 Náprava: 1 – obdélníkový profil 70x50x3, 2 – čtvercový profil 50x3, 3 – čtvercový profil 80x5 ČSN EN 10219-2



3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet pasového dopravníku je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [1].

Zadané parametry:

- dopravní výkon: $Q = 60\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- dopravní výška: $H = 3,5 \text{ m}$
- dopravovaný materiál: drobné kamenivo, drobná stavební suť

3.1 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU

$$\sin \delta = \frac{H_{os}}{L} \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{H_{os}}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{3}{6}$$

$$\delta = 30^\circ$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} H_{os} & [\text{m}] \\ L & [\text{m}] \end{array}$$

Vertikální osová vzdálenost bubnů, voleno $H_{os} = 3 \text{ m}$
 Osová vzdálenost bubnů, voleno $L = 6 \text{ m}$, dle podmínky
 maximální přípustné délky přívěsu viz kap. 1.3

Úhel sklonu dopravníku je větší jak dynamický sypný úhel (volen v kap. 3.4) i při maximální přípustné délce \Rightarrow pás musí být opatřen žebry, aby materiál neskluzoval z pásu.

3.2 VOLBA TEORETICKÉHO PRŮŘEZU NÁPLNĚ MATERIÁLU NA PÁSU

Dle literatury [1] str. 149 tab. 8.4 se teoretický průřez náplně na pásu pro drobné kamenivo a drobnou stavební suť volí $S = 0,009 \text{ m}^2$ z důvodu nízkého dopravního výkonu.

3.3 STANOVENÍ JMENOVITÉ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI PÁSU

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot S} \quad (2)$$

$$v = \frac{60000}{3600 \cdot 1700 \cdot 0,009}$$

$$v = 1,09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Kde:

Q	$[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$	Dopravní výkon, dle zadání
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Objemová sypná hmotnost, dle [1] str. 21 tab. 3.1 pro drcený kámen 1500 až 2100 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$, voleno $\rho = 1700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
S	$[\text{m}^2]$	Teoretický průřez náplně materiálu na pásu, voleno v kap. 3.2

3.4 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

Dle literatury [1] str. 21 tab. 3.1 se dynamický sypný úhel pro drcený kámen volí $\theta = 15^\circ$.

3.5 KONTROLA ŠÍŘKY PÁSU

LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b_l = \sqrt{\frac{6 \cdot S}{\tan \theta}} \quad (3)$$

$$b_l = \sqrt{\frac{6 \cdot 0,009}{\tan 15^\circ}}$$

$$b_l = 0,45 \text{ m}$$

Kde:

θ	$[\circ]$	Dynamický sypný úhel, voleno v kap. 3.4
----------	-----------	---

VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

Využitelná ložná šířka pásu se rovná rozteči vlnovců $b = 0,4 \text{ m}$ dle tab. 1

$b_l > b \Rightarrow$ Převážený materiál se bude opírat o vlnovec

3.6 NEJVĚTŠÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad (4)$$

$$I_V = 0,009 \cdot 1,09 \cdot 1$$

$$I_V = 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

k	$[-]$	Součinitel sklonu, pás je opatřen žebry $\Rightarrow k = 1$
-----	-------	---



3.7 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho \quad (5)$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,01 \cdot 1700$$

$$I_m = 61200 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

3.8 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

$$I_m \geq Q$$

$$61200 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 60000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

3.9 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA HNACÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (6)$$

$$F_U = 35,847 + 38,228 + 0 + 0 + 458,99$$

$$F_U = 533,065 \text{ N}$$

Kde:

F_H	[N]	Hlavní odpory, viz kap. 3.9.1
F_N	[N]	Vedlejší odpory, viz kap. 3.9.2
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory, viz kap. 3.9.3
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory, viz kap. 3.9.4
F_{St}	[N]	Odpory k překonání dopravní výšky, viz kap. 3.9.5

3.9.1 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (7)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 6 \cdot 9,81 \cdot [7,117 + 2,033 + (2 \cdot 4,5 + 15,596) \cdot \cos 30^\circ]$$

$$F_H = 35,847 \text{ N}$$

Kde:

f	[-]	Globální součinitel tření, voleno $f = 0,02$ dle [9] str. 7 kap. 5.1.3
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení, voleno $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
q_{RO}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr v nosné větvi
q_{RU}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr ve vratné větvi
q_B	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost 1 metru dopravního pásu
q_G	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost nákladu na 1 metr délky



HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR V NOSNÉ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{q_1 \cdot P_1}{L} \quad (8)$$

$$q_{RO} = \frac{6,1 \cdot 7}{6}$$

$$q_{RO} = 7,117 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků v nosné větvi, voleno $q_1 = 6,1 \text{ kg}$ dle tab. 3 a 4
P_1	[–]	Počet válečkových stolic v nosné větvi

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L_d}{a_d} + \frac{L - L_o}{a_o} \quad (9)$$

$$P_1 = \frac{0,6}{0,3} + \frac{6 - 1}{1}$$

$$P_1 = 7$$

Kde:

L_d	[m]	Rozteč mezi krajními dopadovými stolicemi, voleno $L_d = 0,6 \text{ m}$
L_o	[m]	Osová vzdálenost mezi vratným bubnem a krajní dopadovou stolicí, voleno $L_o = 1 \text{ m}$
a_d	[m]	Rozteč válečkových stolic v místě přivádění materiálu, voleno $a_d = 0,3 \text{ m}$
a_o	[m]	Rozteč válečkových stolic v nosné větvi, dle [1] str. 138 $a_o = 0,75 \text{ až } 1,8 \text{ m}$, voleno $a_o = 1 \text{ m}$

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR VE VRATNÉ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (10)$$

$$q_{RU} = \frac{6,1 \cdot 2}{6}$$

$$q_{RU} = 2,033 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků ve vratné větvi, voleno $q_2 = 6,1 \text{ kg}$ dle tab. 4
P_2	[–]	Počet válečkových stolic ve vratné větvi



POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC VE VRATNÉ VĚTVI

$$P_2 = \frac{L}{a_u} - 1 \quad (11)$$

$$P_2 = \frac{6}{2} - 1$$

$$P_2 = 2$$

Kde:

a_u [m]

Rozteč válečkových stolic ve vratné větvi,
dle [1] str. 138 $a_u = 3$ až 5 m , voleno $a_u = 2$ m , aby se
zabránilo nežádoucímu průvěsu pásu, viz kap. 3.12.3

HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 4,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \text{ dle tab. 1}$$

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (12)$$

$$q_G = \frac{0,01 \cdot 1700}{1,09}$$

$$q_G = 15,596 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.9.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (13)$$

$$F_N = 18,53 + 0 + 18,135 + 1,563$$

$$F_N = 38,228 \text{ N}$$

Kde:

F_{bA} [N]

Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

F_f [N]

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
v oblasti urychlování

F_l [N]

Odpor ohybu pásu na bubnech

F_t [N]

Odpor v ložiskách vratného bubnu

**ODPORY SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ**

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (14)$$

$$F_{bA} = 0,01 \cdot 1700 \cdot (1,09 - 0)$$

$$F_{bA} = 18,53 \text{ N}$$

Kde:

$$v_0 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{Rychlost dopravované hmoty ve směru pohybu pásu volena je} \\ v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = 0 \text{ N} \quad \Rightarrow \text{Pás je opatřen vlnovcem}$$

ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,001 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{t_p}{D_B} \quad (15)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,54 \cdot \left(140 + 0,001 \cdot \frac{5000}{0,54} \right) \cdot \frac{0,011}{0,4}$$

$$F_l = 18,135 \text{ N}$$

Kde:

$$\begin{array}{lll} F & [\text{N}] & \text{Průměrný tah v pásu na buben, } F = 5000 \text{ N dle normy [1]} \\ t & [\text{m}] & \text{Tloušťka pásu, } t_p = 0,011 \text{ m dle tab. 1} \\ D_B & [\text{m}] & \text{Průměr bubnu, } D_B = 0,4 \text{ m dle tab. 6} \end{array}$$

ODPOR V LOŽISCÍCH HNANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_1}{D_B} \cdot F \quad (16)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,025}{0,4} \cdot 5000$$

$$F_t = 1,563 \text{ N}$$

Kde:

$$d_1 \quad [\text{m}] \quad \text{Průměr hřídele v místě uložení ložiska hnaného bubnu,} \\ d_1 = 0,025 \text{ m viz kap. 4.1.1 tab. 8}$$



3.9.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} \quad (17)$$

$$F_{S1} = 0 \text{ N}$$

Kde:

$$F_{\varepsilon} \quad [\text{N}] \quad \text{Odpor vychýlení bočních válečků}$$

ODPOR VYCHÝLENÍ BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_{\varepsilon} = 0 \text{ N} \quad \Rightarrow \text{Válečky nejsou vychýlené}$$

3.9.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \quad (18)$$

$$F_{S2} = 0 \text{ N}$$

Kde:

F_{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_r	[N]	Odpor stěrače pásu
F_a	[N]	Odpor shrnovače materiálu

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = 0 \text{ N} \quad \Rightarrow \text{Pás je opatřen vlnovcem}$$

ODPOR STĚRAČE PÁSU

$$F_r = 0 \text{ N} \quad \Rightarrow \text{Stěrač pásu není použit kvůli profilovanému pásu}$$

ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

$$F_a = 0 \text{ N} \quad \Rightarrow \text{Shrnovač materiálu není použit}$$

3.9.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H_{os} \cdot g \quad (19)$$

$$F_{St} = 15,596 \cdot 3 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 458,99 \text{ N}$$



3.10 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON HNACÍHO BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (20)$$

$$P_A = 533,065 \cdot 1,09$$

$$P_A = 581,041 \text{ W}$$

3.11 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (21)$$

$$P_M = \frac{670,772}{0,9}$$

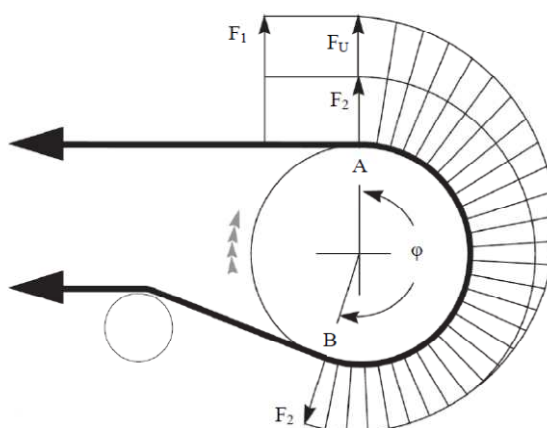
$$P_M = 645,601 \text{ W} \approx 0,646 \text{ kW}$$

Kde:

$$\eta \quad [-]$$

Celková účinnost pohonu,
dle [9] str. 9 kap. 5.2 $\eta = 0,85$ až $0,95$, voleno $\eta = 0,9$

3.12 SÍLY V PÁSU



Obr. 23 Tahové síly působící na pás [2]

3.12.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA

$$F_{Umax} = F_U \cdot \xi \quad (22)$$

$$F_{Umax} = 533,065 \cdot 1,7$$

$$F_{Umax} = 906,211 \text{ N}$$



Kde:

ξ [–] Součinitel rozběhu,
dle [9] str. 10 kap. 5.3.4 $\xi = 1,3$ až 2, voleno $\xi = 1,7$

3.12.2 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (23)$$

$$F_{2min} \geq 906,211 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 578,556 \text{ N}$$

Kde:

F_{2min} [N] Minimální tahová síla v pásu ve vratné větvi
 F_{Umax} [N] Maximální obvodová hnací síla
 μ [–] Součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem,
 dle [9] str. 13 tab. 4 $\mu = 0,25$ až 0,3, voleno $\mu = 0,3$
 φ [°] Úhel opásání, volen $\varphi = 180^\circ$

3.12.3 KONTROLA PRŮVĚSU PÁSU

MINIMÁLNÍ SÍLA S OHLEDEM NA PRŮVĚS PRO NOSNOU VĚTEV

$$F_{h,min} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_o}\right)_{adm}} \quad (24)$$

$$F_{h,min} \geq \frac{1 \cdot (4,5 + 15,596) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,0175}$$

$$F_{h,min} \geq 1408,155 \text{ N}$$

Kde:

$\left(\frac{h}{a_o}\right)_{adm}$ [m] Největší dovolený průvřes pásu, dle [9] str. 10 kap. 5.3.3
 $\left(\frac{h}{a_o}\right)_{adm} = 0,005$ až 0,02, voleno $\left(\frac{h}{a_o}\right)_{adm} = 0,0175$

MINIMÁLNÍ SÍLA S OHLEDEM NA PRŮVĚS PRO VRATNOU VĚTEV

$$F_{d,min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm}} \quad (25)$$



$$F_{d,min} \geq \frac{2 \cdot 4,5 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{d,min} \geq 596,554 \text{ N}$$

Kde:

$$\left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm} [\text{m}] \quad \text{Největší dovolený průvės pásu, dle [9] str. 10 kap. 5.3.3}$$

$$\left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm} = 0,005 \text{ až } 0,02, \text{ voleno } \left(\frac{h}{a_u}\right)_{adm} = 0,0185$$

3.12.4 MAXIMÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad (26)$$

$$F_{max} = 533,065 \cdot 1,7 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} = 1584,766 \text{ N}$$

3.12.5 KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

$$F_{DP} \geq F_{max} \quad (27)$$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max}$$

$$25 \cdot 540 \geq 1584,766$$

$$13500 \geq 1584,766 \text{ N} \quad \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} F_{DP} & [\text{N}] \quad \text{Dovolená tahová síla} \\ R_{mp} & [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad \text{Pevnost pásu, voleno } R_{mp} = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \text{ dle tab. 1} \end{array}$$

3.12.6 TAHOVÁ SÍLA V NOSNÉ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \quad (28)$$

$$F_1 \approx 1584,766 \text{ N}$$

3.12.7 TAHOVÁ SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} \quad (29)$$

$$F_2 = \frac{1584,766}{e^{0,3 \cdot \pi}}$$



$$F_2 = 617,522 \text{ N}$$

3.12.8 NAPÍNACÍ SÍLA

$$Z_T = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H_{os} \cdot g) \quad (30)$$

$$Z_T = 2 \cdot (617,522 - 4,5 \cdot 3 \cdot 9,81)$$

$$Z_T = 970,174 \text{ N}$$

Aby se bezpečně zajistilo, že pás nebude na hnacím bubnu prokluzovat, doporučuje se teoretickou napínací sílu zvětšit o 10%. [2]

$$Z = 1,1 \cdot Z_T$$

$$Z = 1,1 \cdot 970,174$$

$$Z = 1067,191 \text{ N}$$

Kde:

Z_T [N] Teoretická napínací síla

3.12.9 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (31)$$

$$F_C = 1584,766 + 617,522$$

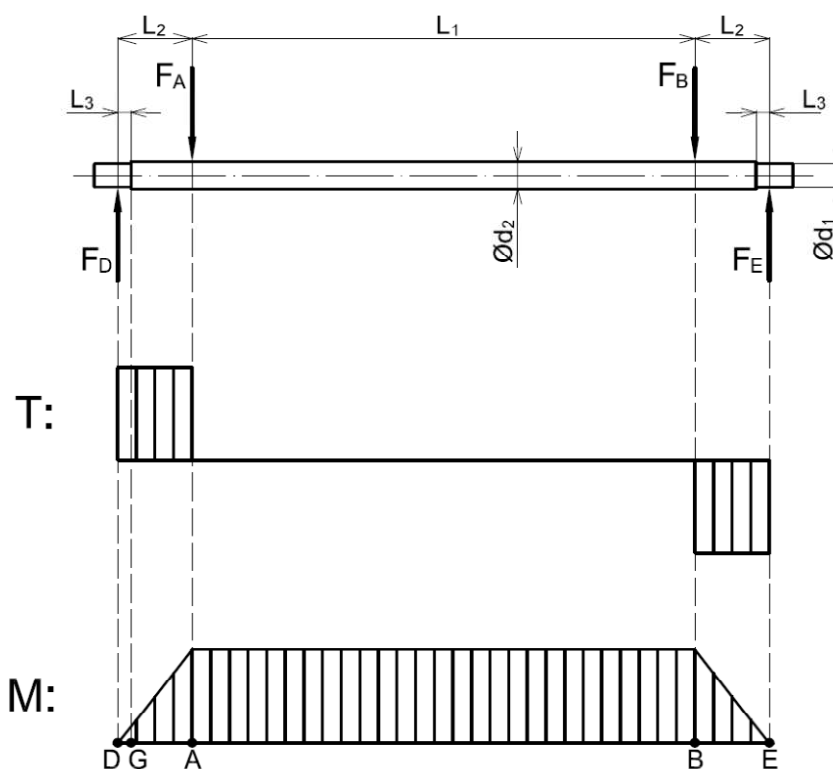
$$F_C = 2202,288 \text{ N}$$

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

4.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

Při výpočtu namáhání osy hnaného bubnu není uvažováno zatížení od samotné tíhy bubnu, protože toto zatížení není zdaleka tak vysoké jako síly působící na hřídel od bočnic bubnu vyvolané výslednou silou namáhající bubnu.

4.1.1 PRŮBĚH VVÚ OSY HANÉHO BUBNU



Obr. 24 Průběh VVÚ osy hnaného bubnu

Tab. 8 Základní rozměry osy hnaného bubnu

Rozměry [mm]				
L_1	L_2	L_3	d_1	d_2
550	80	14,3	25	30

4.1.2 VOLBA MATERIÁLU

Osa je vyrobena z oceli 11 373 (ČSN 42 5715). Je namáhána střídavým ohybem a dle [6] je dovolené napětí v rozsahu 50 až 75 MPa, voleno $\sigma_{dov2} = 70$ MPa.



4.1.3 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA OSE

$$F_A = \frac{F_C}{2} \quad (32)$$

$$F_A = \frac{2202,288}{2}$$

$$F_A = 1101,144 \text{ N}$$

$$F_B = \frac{F_C}{2} \quad (33)$$

$$F_B = \frac{2202,288}{2}$$

$$F_B = 1101,144 \text{ N}$$

Kde:

F_A	[N]	Síla působící na osu v místě A
F_B	[N]	Síla působící na osu v místě B

SILOVÁ PODMÍNKA

$$\sum T = 0$$

$$F_D - F_A - F_B + F_E = 0 \quad (34)$$

$$F_D = F_A + F_B - F_E$$

$$F_D = 1101,144 + 1101,144 - 1101,144$$

$$F_D = 1101,144 \text{ N}$$

Kde:

F_D	[N]	Reakční síla v místě D
F_E	[N]	Reakční síla v místě E

MOMENTOVÁ PODMÍNKA K BODU D

$$\sum M_{OD} = 0$$

$$F_E \cdot (2 \cdot L_2 + L_1) - F_A \cdot L_2 - F_B \cdot (L_2 + L_1) = 0 \quad (35)$$

$$F_E = \frac{F_A \cdot L_2 + F_B \cdot (L_2 + L_1)}{(2 \cdot L_2 + L_1)}$$



$$F_E = \frac{1101,144 \cdot 0,08 + 1101,144 \cdot (0,08 + 0,55)}{(2 \cdot 0,08 + 0,55)}$$

$$F_E = 1101,144 \text{ N}$$

Kde:

L_1	[m]	Vzdálenost mezi silami F_A a F_B , viz tab. 8
L_2	[m]	Vzdálenost sil F_A a F_B od ložisek, viz tab. 8

4.1.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA OSE

Největší ohybový moment je v místě A a B viz obr. 24

$$M_{Omax A} = F_D \cdot L_2 \quad (36)$$

$$M_{Omax A} = 1101,144 \cdot 0,08$$

$$M_{Omax A} = 82,586 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.1.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ A

$$W_{O A} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad (37)$$

$$W_{O A} = \frac{\pi \cdot 0,03^3}{32}$$

$$W_{O A} = 2,651 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_2	[m]	Průměr osy, viz tab. 8
-------	-----	------------------------

4.1.6 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA OSE

$$\sigma_{Omax A} = \frac{M_{Omax A}}{W_{O A}} \quad (38)$$

$$\sigma_{Omax A} = \frac{82,586}{2,651 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{Omax A} = 31152772,54 \text{ Pa} \approx 31,153 \text{ MPa}$$

4.1.7 BEZPEČNOST K MSP V MÍSTĚ A

$$k_A = \frac{\sigma_{dov2}}{\sigma_{Omax A}} \quad (39)$$



$$k_A = \frac{70}{31,153}$$

$$k_A = 2,247$$

4.1.8 OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ G

$$M_{OG} = F_D \cdot L_3 \quad (40)$$

$$M_{OG} = 1101,144 \cdot 0,0143$$

$$M_{OG} = 15,746 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

L_3 [m] Vzdálenost středů ložisek od odsazení, viz tab. 8

4.1.9 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ G

$$W_{OG} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad (41)$$

$$W_{OG} = \frac{\pi \cdot 0,025^3}{32}$$

$$W_{OG} = 1,113 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_1 [m] Průměr osy v místě uložení ložisek, viz tab. 8

4.1.10 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ G

$$\sigma_{OG} = \frac{M_{OG}}{W_{OG}} \quad (42)$$

$$\sigma_{OG} = \frac{15,746}{1,113 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{OG} = 14147349,51 \text{ Pa} \approx 14,147 \text{ MPa}$$

4.1.11 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ G

Součinitel tvaru pro přechod v pravém úhlu je $\alpha = 2$, dle [6]

$$\sigma_{Omax G} = \alpha \cdot \sigma_{OG} \quad (43)$$

$$\sigma_{Omax G} = 2 \cdot 14,147$$

$$\sigma_{Omax G} = 28,294 \text{ MPa}$$



4.1.12 BEZPEČNOST K MSP V MÍSTĚ G

$$k_G = \frac{\sigma_{dov2}}{\sigma_{0max\ G}} \quad (44)$$

$$k_G = \frac{70}{28,294}$$

$$k_G = 2,474$$

4.2 KONTROLNÍ VÝPOČET ŠROUBU NA TAH A ODTLAČENÍ V ZÁVITECH

4.2.1 VOLBA NAPÍNACÍHO ŠROUBU

Dle průměru oka ložiskového tělesa TUI 25 TF byl zvolen napínací šroub M16×1,5 DIN 976 z oceli pevnostní třídy 8.8 dle literatury [6] str. 358. Z třídy pevnosti materiálu vyplývá, že mez kluzu v tahu $R_e = 640$ MPa.

4.2.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA NAPÍNACÍ ŠROUB

$$F_{NS} = \frac{F_C}{2} \quad (45)$$

$$F_{NS} = \frac{2202,288}{2}$$

$$F_{NS} = 1101,144 \text{ N}$$

4.2.3 DOVOLENÉ NAPĚTÍ NAPÍNACÍHO ŠROUBU V TAHU

$$\sigma_{dov3} = 0,35 \cdot R_e \quad (46)$$

$$\sigma_{dov3} = 0,35 \cdot 640$$

$$\sigma_{dov3} = 224 \text{ Mpa}$$

Dle literatury [7] str. 18 je dovolené napětí pro spoj bez předpětí utahovaný v zatíženém stavu $\sigma_{dov3} = 0,35 \cdot R_e$

4.2.4 TAHOVÉ NAPĚTÍ V NAPÍNACÍM ŠROUBU

$$\sigma_t = \frac{F_{NS}}{A_S} \leq \sigma_{dov3} \quad (47)$$

$$\sigma_t = \frac{1101,144}{167,255}$$

$$\sigma_t = 6,584 \text{ MPa}$$



$$6,584 \text{ MPa} \leq 224 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

$$A_S \quad [\text{mm}^2] \quad \text{Průřez šroubu}$$

PRŮŘEZ ŠROUBU

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_s + d_m}{2} \right)^2 \quad (48)$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{15,026 + 14,16}{2} \right)^2$$

$$A_S = 167,255 \text{ mm}^2$$

Kde:

$$d_s \quad [\text{mm}] \quad \text{Střední průměr závitu šroubu, voleno } d_s = 15,026 \text{ mm} \\ \text{dle literatury [6] str. 358}$$

$$d_m \quad [\text{mm}] \quad \text{Malý průměr závitu šroubu, voleno } d_m = 14,16 \text{ mm} \\ \text{dle literatury [6] str. 358}$$

4.2.5 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V TAHU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$k_{NS} = \frac{\sigma_{dov3}}{\sigma_t} \quad (49)$$

$$k_{NS} = \frac{224}{6,584}$$

$$k_{NS} = 34,022$$

4.2.6 DOVOLENÝ TLAK V ZÁVITECH

Dovolený měrný tlak v závitech pro napínací šroub a čtyřhrannou matici DIN 557 pevnostní třídy 5.5 je dle literatury [8] $p_{dov} = 70 \text{ MPa}$.

4.2.7 VÝPOČET TLAKU V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{F_{NS}}{n_z \cdot \pi \cdot d_s \cdot H_1} \leq p_{dov} \quad (50)$$

$$p_z = \frac{1101,144}{8,667 \cdot \pi \cdot 15,026 \cdot 0,812}$$

$$p_z = 3,315 \text{ MPa}$$

$$3,315 \text{ MPa} \leq 70 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$



Kde:

n_z	[-]	Počet závitů matice
H_1	[mm]	Nosná výška závitů

POČET ZÁVITŮ MATICE

$$n_z = \frac{h}{P_z} \quad (51)$$

$$n_z = \frac{13}{1,5}$$

$$n_z = 8,667$$

Kde:

h	[mm]	Výška matice, voleno $h = 13$ mm dle literatury [6] str. 426
P_z	[mm]	Rozteč závitů, voleno $P_z = 1,5$ mm dle literatury [6] str. 358

NOSNÁ VÝŠKA ZÁVITU

$$H_1 = \frac{d - D_m}{2} \quad (52)$$

$$H_1 = \frac{16 - 14,376}{2}$$

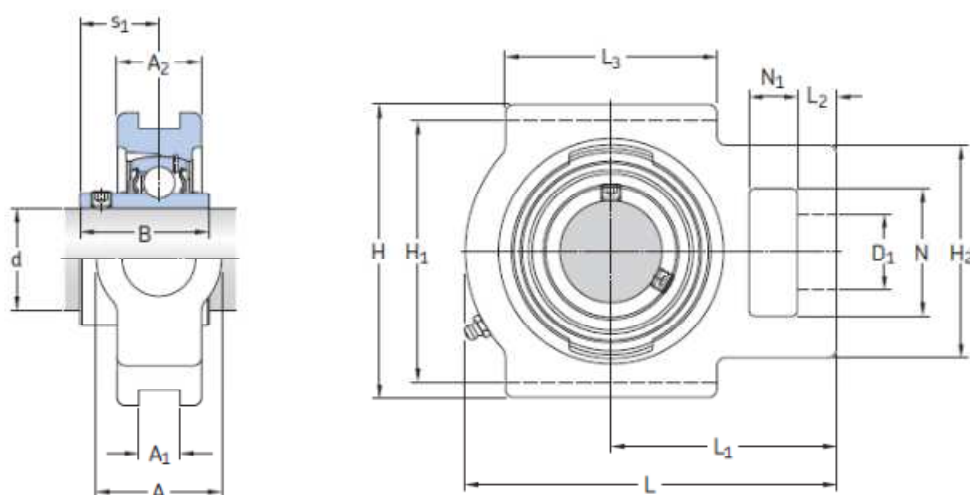
$$H_1 = 0,812 \text{ mm}$$

Kde:

d	[mm]	Velký průměr závitů šroubu, voleno $d = 16$ mm dle literatury [6] str. 358
D_m	[mm]	Malý průměr závitů matice, voleno $D_m = 14,376$ mm dle literatury [6] str. 358

4.3 KONTROLA LOŽISKOVÉHO DOMKU

Pro napínací zařízení byl zvolen ložiskový domek TUJ 25 TF s naklápěcím ložiskem YAR 205 2F. [20]



Dimensions																Designation Bearing unit	
d	A	A ₁	A ₂	B	D ₁	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	N	N ₁	s ₁		
mm																-	
25	34	12	25	34,1	19	91	76	53	100	64	10	52	33	16	19,8	TJ 25 TF	

Obr. 25 Rozměry ložiskového domku [20]

4.3.1 TRVANLIVOST LOŽISKA

Výpočet proveden dle literatury [5] str. 626

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (53)$$

$$L_{10} = \left(\frac{14 \cdot 10^3}{1101,144}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 52,02}$$

$$L_{10} = 658\,461,154 \text{ h}$$

Kde:

C	[N]	Dynamická únosnost, dle výrobce ložiska $C = 14 \cdot 10^3 \text{ N}$
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení, viz kap. 4.3.2
a	[—]	Exponent rovnice trvanlivosti, dle literatury [5] voleno $a = 3$
n	[ot · min ⁻¹]	Otáčky hnaného bubnu, viz kap. 4.3.3

4.3.2 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$P = \frac{F_c}{2} \quad (54)$$



$$P = \frac{2202,288}{2}$$

$$P = 1101,144 \text{ N}$$

4.3.3 OTÁČKY HNANÉHO BUBNU

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot 60 \quad (55)$$

$$n = \frac{5,45}{2 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$n = 52,02 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

$$\omega \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Úhlová rychlost hnaného bubnu, viz kap. 4.3.4

4.3.4 ÚHLOVÁ RYCHLOST HNANÉHO BUBNU

$$\omega = \frac{r \cdot v}{r^2} \quad (56)$$

$$\omega = \frac{0,2 \cdot 1,09}{0,2^2}$$

$$\omega = 5,45 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

$$r \quad [\text{m}]$$

Poloměr hnaného bubnu, voleno $r = 0,2 \text{ m}$

Input parameters

F_r Radial load	1.101144 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	52.02 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	Severe contamination (open bearing/medium dirt ingress)
Grease used in the bearing	VT307
Viscosity at 40 °C	190.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.0 mm ² /s

Result

L_{10mh} SKF rating life	410000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	0.62
κ Viscosity ratio	3.21
P Equivalent dynamic bearing load	1.1 kN
η_c Factor for contamination level	0.04
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	250.4 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	660500 hour
C/P Load ratio	12.7

Obr. 26 SKF Bearing calculator [21]

Výpočet byl proveden také v online programu SKF Bearing calculator. Trvanlivost ložiska byla vyčíslena na 410 000 hodin [21], což je o necelých 38% menší hodnota než vypočítaná díky brání v úvahy provozního prostředí.



4.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU

Rám se skládá ze dvou bočních profilů, které jsou spojeny k sobě přivařenými výztuhami (viz kap. 2.7.1).

4.4.1 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ VÁLEČKOVÉ STOLICE V NOSNÉ VĚTVI

$$F_{V1} = g \cdot (m_{G1} + m_{B1} + q_{S1} + q_1) \quad (57)$$

$$F_{V1} = 9,81 \cdot (15,6 + 4,5 + 1,5 + 6,1)$$

$$F_{V1} = 271,7 \text{ N}$$

Kde:

m_{G1}	[kg]	Hmotnost nákladu na 1 válečkovou stolic
m_{B1}	[kg]	Hmotnost dopravního pásu na 1 válečkovou stolic
q_{S1}	[kg]	Hmotnost válečkové stolic v nosné větvi, viz tab. 2
q_1	[kg]	Hmotnost válečku, viz tab. 4

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 VÁLEČKOVOU STOLICI

$$m_{G1} = q_G \cdot a_o \quad (58)$$

$$m_{G1} = 15,6 \cdot 1$$

$$m_{G1} = 15,6 \text{ kg}$$

Kde:

q_G	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu, viz kap. 3.9.1
a_o	[m]	Rozteč válečkových stolic v nosné větvi, viz kap. 3.9.1

HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU NA 1 VÁLEČKOVOU STOLICI

$$m_{B1} = q_B \cdot a_o \quad (59)$$

$$m_{B1} = 4,5 \cdot 1$$

$$m_{B1} = 4,5 \text{ kg}$$

Kde:

q_B	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu, viz kap. 3.9.1
-------	-------------------------	--

4.4.2 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ DOPADOVÉ VÁLEČKOVÉ STOLICE

$$F_{V2} = g \cdot (m_{G2} + m_{B2} + q_{S1} + q_{1d}) \quad (60)$$

$$F_{V2} = 9,81 \cdot (4,68 + 1,35 + 1,5 + 6,1)$$



$$F_{V2} = 133,7 \text{ N}$$

Kde:

m_{G2}	[kg]	Hmotnost nákladu na 1 dopadovou válečkovou stolicí
m_{B2}	[kg]	Hmotnost dopravního pásu na 1 dopadovou válečkovou stolicí
q_{1d}	[kg]	Hmotnost dopadového válečku, viz tab. 3

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 DOPADOVOU VÁLEČKOVOU STOLICI

$$m_{G2} = q_G \cdot a_d \quad (61)$$

$$m_{G2} = 15,6 \cdot 0,3$$

$$m_{G2} = 4,68 \text{ kg}$$

Kde:

a_d	[m]	Rozteč dopadových válečkových stolic, viz kap. 3.9.1
-------	-----	--

HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU NA 1 DOPADOVOU VÁLEČKOVOU STOLICI

$$m_{B2} = q_B \cdot a_d \quad (62)$$

$$m_{B2} = 4,5 \cdot 0,3$$

$$m_{B2} = 1,35 \text{ kg}$$

4.4.3 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ VÁLEČKOVÉ STOLICE VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_{V3} = g \cdot (m_{B2} + q_{S2} + q_1) \quad (63)$$

$$F_{V3} = 9,81 \cdot (9 + 1,5 + 6,1)$$

$$F_{V3} = 162,8 \text{ N}$$

Kde:

m_{B3}	[kg]	Hmotnost dopravního pásu na 1 válečkovou stolicí ve vratné větvi
q_{S2}	[kg]	Hmotnost válečkové stolicí ve vratné větvi, viz tab. 5

HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU NA 1 DOPADOVOU VÁLEČKOVOU STOLICI

$$m_{B3} = q_B \cdot a_u \quad (64)$$

$$m_{B3} = 4,5 \cdot 2$$

$$m_{B3} = 9 \text{ kg}$$



Kde:

a_u [m] Rozteč válečkových stolic ve vratné větvi, viz kap. 3.9.1

4.4.4 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ ELEKTROBUBNU

$$F_{V4} = g \cdot (m_{G4} + m_{B4} + m_E) \quad (65)$$

$$F_{V4} = 9,81 \cdot (7,8 + 9,576 + 125)$$

$$F_{V4} = 1396,7 \text{ N}$$

Kde:

m_{G4}	[kg]	Hmotnost nákladu na elektrobuben
m_{B4}	[kg]	Hmotnost dopravního pásu na elektrobuben
m_E	[kg]	Hmotnost elektrobubnu, viz tab. 6

HMOTNOST NÁKLADU NA ELEKTROBUBEN

$$m_{G4} = q_G \cdot \frac{a_o}{2} \quad (66)$$

$$m_{G4} = 15,6 \cdot 0,5$$

$$m_{G4} = 7,8 \text{ kg}$$

HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU NA ELEKTROBUBEN

$$m_{B4} = q_B \cdot L_E \quad (67)$$

$$m_{B4} = 4,5 \cdot 2,128$$

$$m_{B4} = 9,576 \text{ kg}$$

Kde:

L_E [m] Délka pásu v místě elektrobubnu

DÉLKA PÁSU V MÍSTĚ ELEKTROBUBNU

$$L_E = \frac{\pi \cdot D_B}{2} + \frac{a_o}{2} + \frac{a_u}{2} \quad (68)$$

$$L_E = \frac{\pi \cdot 0,4}{2} + \frac{1}{2} + \frac{2}{2}$$

$$L_E = 2,128 \text{ m}$$

Kde:

D_B [m] Průměr bubnu, viz tab. 6



4.4.5 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ VRATNÉHO BUBNU

$$F_{V5} = g \cdot (m_{G5} + m_{B5} + m_V) \quad (69)$$

$$F_{V5} = 9,81 \cdot (4,68 + 8,663 + 50)$$

$$F_{V5} = 621,4 \text{ N}$$

Kde:

m_{G5}	[kg]	Hmotnost nákladu na vratný buben
m_{B5}	[kg]	Hmotnost dopravního pásu na vratný buben
m_V	[kg]	Hmotnost vratného bubnu

HMOTNOST NÁKLADU NA VRATNÝ BUBEN

$$m_{G5} = q_G \cdot a_d \quad (70)$$

$$m_{G5} = 15,6 \cdot 0,3$$

$$m_{G5} = 4,68 \text{ kg}$$

HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU NA VRATNÝ BUBEN

$$m_{B5} = q_B \cdot L_V \quad (71)$$

$$m_{B5} = 4,5 \cdot 1,928$$

$$m_{B5} = 8,663 \text{ kg}$$

Kde:

L_V	[m]	Délka pásu v místě vratného bubnu
-------	-----	-----------------------------------

DÉLKA PÁSU V MÍSTĚ VRATNÉHO BUBNU

$$L_V = \frac{\pi \cdot D_B}{2} + a_d + \frac{a_u}{2} \quad (72)$$

$$L_V = \frac{\pi \cdot 0,4}{2} + 0,3 + \frac{2}{2}$$

$$L_V = 1,928 \text{ m}$$

4.4.6 SPOJITÉ ZATÍŽENÍ VYVOLANÉ HMOTNOSTÍ RÁMU

$$q = g \cdot (2 \cdot m_T + m_V) \quad (73)$$

$$q = 9,81 \cdot (2 \cdot 12,1 + 4,383)$$



$$q = 280,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

$$m_T \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

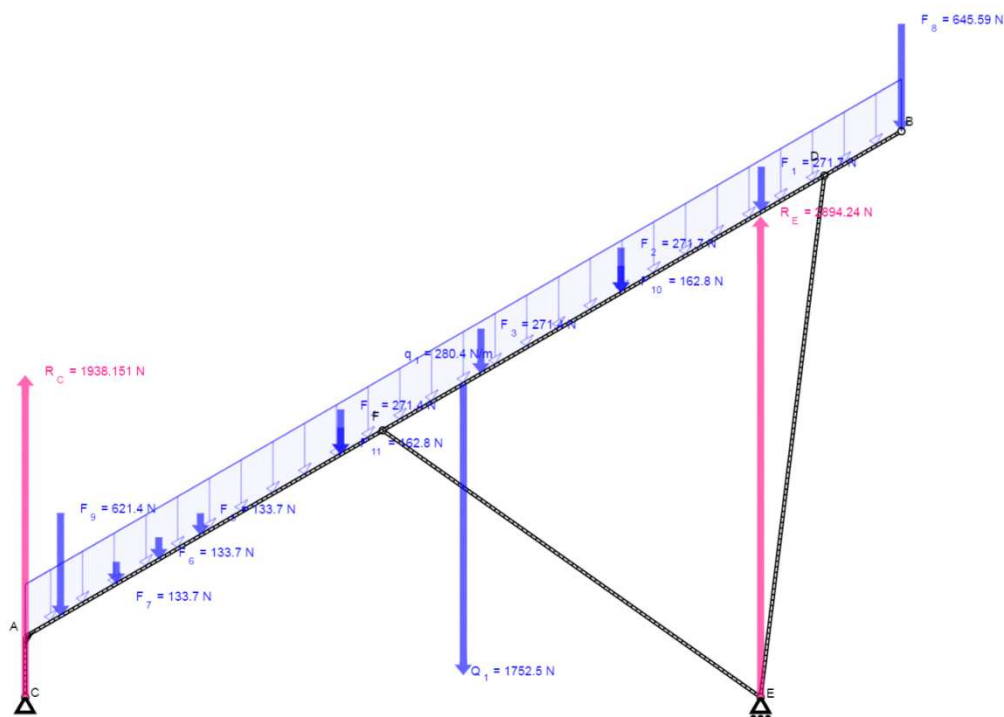
Hmotnost 1 m tyče profilu UPE 120,
dle výrobce $m_T = 12,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ [22]

$$m_V \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

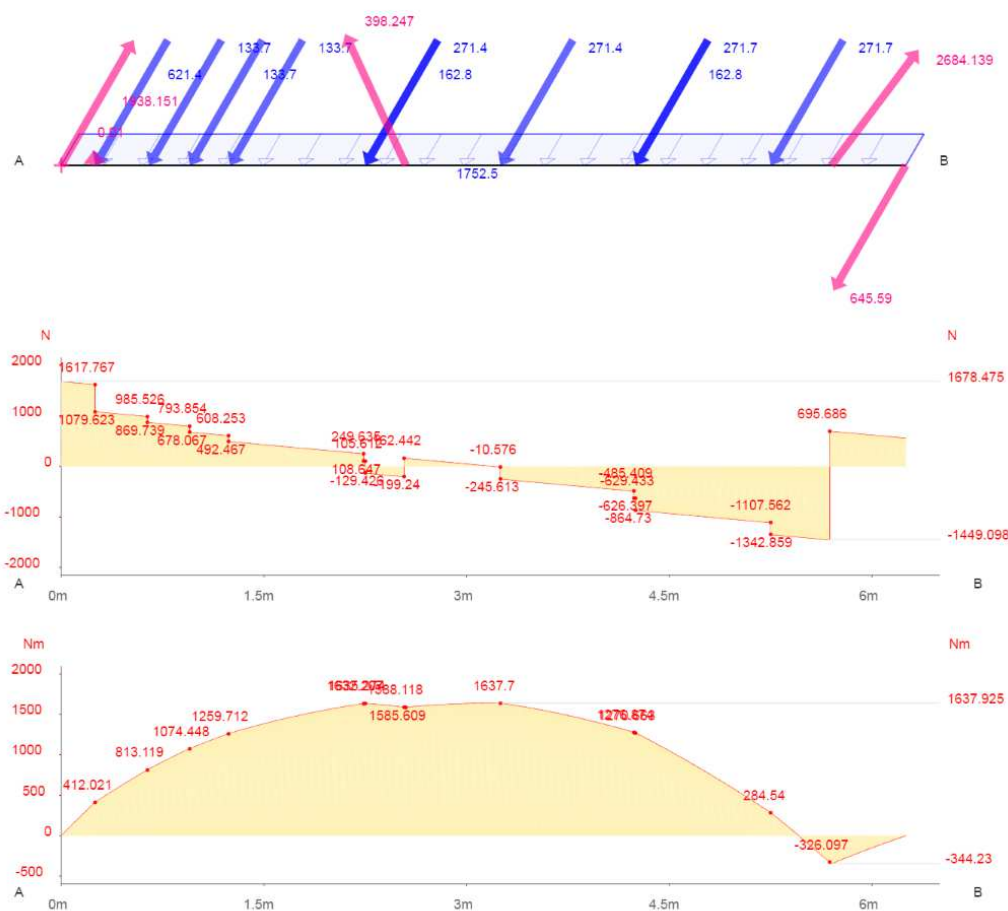
Hmotnost 1 m výztuhy s čtvercovým profilem 50x3,
dle výrobce $m_V = 4,383 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ [22]

4.4.7 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ RÁMU

Pro tvorbu schéma a VVÚ rámu byl použit program Autodesk ForceEffect. [23] Program vypočítal výslednice všech styčníků v momentové, normálové a tečné charakteristice zatížení. Níže jsou uvedeny z výsledné zprávy programu jen ty nejdůležitější a nejvíce namáhané části.



Obr. 27 Schéma a celkové zatížení rámu [2]



Obr. 28 VVÚ rámu [2]

Maximální ohybový moment působící na rám je dle momentové charakteristiky obr. 28 1637,9 N · m.

4.4.8 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA RÁMU

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{2 \cdot W_O} \quad (74)$$

$$\sigma_{O G} = \frac{1637,9}{2 \cdot 60,6 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{O G} = 13514026,4 \text{ Pa} \approx 13,514 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} M_{Omax} & [\text{N} \cdot \text{m}] \\ W_O & [\text{m}^3] \end{array}$$

Maximální ohybový moment působící na rám
Průřezový modul v ohybu profilu rámu,
dle výrobce $W_O = 60,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ [22]

Maximální ohybový moment působící na rám je poloviční, protože rám se skládá ze dvou profilů UPE 120 (při vykreslování VVÚ nebylo uvažováno rozložení sil do dvou profilů).

**4.4.9 BEZPEČNOST RÁMU VZHLEDEM K MEZI KLUZU**

$$k_R = \frac{R_e}{\sigma_{0max}} \quad (75)$$

$$k_R = \frac{235}{13,514}$$

$k_{GR} = 17,4 \Rightarrow$ Tak vysoká bezpečnost koresponduje s požadavkem na vysokou tuhost konstrukce.

Kde:

R_e [MPa]

Mez kluzu materiálu rámu,
dle výrobce $R_e = 235$ MPa [22]



ZÁVĚR

Výsledkem této práce je konstrukční návrh pojízdného pásového dopravníku pro dopravu drobného kameniva a drobné stavební sutě. V úvodních kapitolách je obecný popis a rozdělení pásových dopravníků. Následně byly zvoleny jednotlivé komponenty z katalogů firem a vypracován funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048 na základě zadaného dopravního výkonu, dopravní výšky a dopravovaného materiálu. Dále byl vypracován pevnostní výpočet osy hnaného bubnu, kontrolní výpočet napínacího zařízení, výpočet trvanlivosti ložisek a pevnostní výpočet rámu dopravníku.

Důraz byl kladen na správnou volbu dopravního pásu, protože právě pás představuje nejdůležitější část pásového dopravníku. Jelikož úhel sklonu dopravníku je větší jak dynamický sypný úhel, zvolený pás je opatřen žebry a bočním vlnovcem, aby materiál neskluzoval z pásu.

Rám pásového dopravníku se skládá ze dvou ocelových profilů válcovaných za tepla, které jsou spojeny k sobě přivařenými výztuhami. Konstrukce dopravního rámu byla navržena tak, aby byla schopna čelit různým nepředvídatelným vlivům na pracovišti, a z toho plyne i vyšší koeficient bezpečnosti.

Výkresová dokumentace, která je součástí přílohy obsahuje výkres sestavy pojízdného pásového dopravníku a výrobní výkres hnaného bubnu.

K vyhotovení této bakalářské práce jsem využil níže uvedené informační zdroje, znalosti získané z předchozího studia, zkušenost z exkurze ve firmě AB TECHnology, s.r.o. a rady od vedoucího práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s. ISBN 1524
- [2] DRAŽAN, František, VOŠTOVÁ, Věra, JEŘÁBEK, Karel, BRAND, Milan. *Teorie a stavba dopravníků*. 1.vyd. Praha: ČVUT. 1983. 290 s.
- [3] POLÁK, Jaromír, PAVLISKA, Jiří, SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1990. 106 s.
- [4] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 9788024820804.
- [5] SHIGLEY, J., MISCHKE, Ch., BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Přel. M. Hartl aj. 1.vyd. Brno: Vutium 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [6] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Čtvrté vydání, Úvaly: ALBRA, 2008. 914s ISBN 978-80-7361-051-7
- [7] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti*. 2.vyd. Brno: COMPUTER PRESS. 2003. 155s. ISBN 80-7226-311-0.
- [8] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1.vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2008. 128s. ISBN 802-48-1860-4.
- [9] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 16 s.
- [10] EU. Směrnice Rady 96/53/ES kterou se pro určitá silniční vozidla provozovaná v rámci Společenství stanoví maximální přípustné rozměry pro vnitrostátní a mezinárodní provoz a maximální přípustné hmotnosti pro mezinárodní provoz. In *Úřední věstník*. 1996, L 235, s. 59. [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1996L0053:20020309:CS:PDF>
- [11] Pojízdny pásový dopravník (obrázek). [online]. [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://vyuka.odbornaterminologie.cz/nemecky-jazyk/5-5-dopravniky-de>
- [12] FLEXCO. *Dopravní pásy*. [online]. [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: http://www.flexco.cz/download/pdf_soubory/Katalog%20pry%C5%BEov%C3%BDch%20p%C3%A1s%C5%AF%20profilovan%C3%BDch%202016.pdf
- [13] RULMECA. *Technical informatik*. [online]. [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/1%20technical_information.pdf
- [14] RULMECA. *Troughing sets*. [online]. [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Support_brackets_SPT1657_SPT070_SP T1795.pdf



- [15] RULMECA. *Troughing sets*. [online]. [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Support_bracket_SPT1478-1490.pdf
- [16] RULMECA. *Troughing sets*. [online]. [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Self-centralising_transom_Q1L.pdf
- [17] RULMECA. *Rollers*. [online]. [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/PSV1_89N.pdf
- [18] RULMECA. *Impact rollers*. [online]. [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/MPS1_89NA.pdf
- [19] RULMECA. *Motorized pulley*. [online]. [cit. 2016-03-09]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/3%20Drawings_400L,%20400M%20&%20400H.pdf
- [20] SKF. *Ložiskové jednotky*. [online]. [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>
- [21] SKF. *Bearing Calculator*. [online]. [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>
- [22] FERONA. *Profilová ocel*. [online]. [cit. 2016-03-23]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>
- [23] AUTODESK. *ForceEffect*. [online]. [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <https://forceeffect.autodesk.com>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[m]	největší dovolený průvės pásu
A_S	[mm ²]	průřez šroubu
D_B	[m]	průměr bubnu
D_m	[mm]	malý průměr závitů matice
F_1	[N]	tahová síla v tažné větvi
F_2	[N]	tahová síla ve vratné větvi
F_{2min}	[N]	minimální tahová síla v pásu v dolní větvi
$F_{h,min}$	[N]	minimální síla s ohledem na průvės pro horní větev
F_A	[N]	síla působící na osu v místě A
F_B	[N]	síla působící na osu v místě B
F_C	[N]	celková síla působící na buben
F_D	[N]	reakční síla v místě D
F_{DP}	[N]	dovolená tahová síla
F_E	[N]	reakční síla v místě E
F_H	[N]	hlavní odpory
F_N	[N]	vedlejší odpory
F_{NS}	[N]	síla působící na napínací šroub
F_{S1}	[N]	přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	odpory k překonání dopravní výšky
F_{St}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky
F_U	[N]	obvodová síla potřebná na hnacím bubnu
F_{Umax}	[N]	maximální obvodová síla
F_{Umax}	[N]	maximální obvodová hnací síla
F_{V1}	[N]	síla zatížení v místě válečkové stolice v nosné větvi
F_{V2}	[N]	síla zatížení v místě dopadové válečkové stolice
F_{V3}	[N]	síla zatížení v místě válečkové stolice ve vratné větvi
F_{V4}	[N]	síla zatížení v místě elektrobubnu
F_{V5}	[N]	síla zatížení v místě vratného bubnu
F_a	[N]	odpor shrnovače materiálu
F_{bA}	[N]	odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
$F_{d,min}$	[N]	minimální síla s ohledem na průvės pro horní větev



F_f	[N]	odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním ved. v oblasti urychlování
F_{gL}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_l	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
F_{max}	[N]	maximální tahová síla
F_r	[N]	odpor stěrače pásu
F_t	[N]	odpor v ložiskách vratného bubnu
F_ε	[N]	odpor vychýlení bočních válečků
H_1	[mm]	nosná výška závitů
H_{os}	[m]	vertikální osová vzdálenost bubnů
I_V	[m ³ · s ⁻¹]	největší dopravní výkon
I_m	[kg · h ⁻¹]	hmotnostní dopravní výkon
L_1	[m]	vzdálenost mezi silami F_A a F_B
L_{10}	[h]	trvanlivost ložiska
L_2	[m]	vzdálenost sil F_A a F_B od ložisek
L_3	[m]	vzdálenost středů ložisek od odsazení
L_n	[m]	vzdálenost pod násypkou
M_{OG}	[N · m]	ohybový moment v místě G
$M_{Omax A}$	[N · m]	maximální ohybový moment na ose
M_{Omax}	[N · m]	maximální ohybový moment působící na rám
P_1	[–]	počet válečkových stolic v horní větvi
P_2	[–]	počet válečkových stolic v dolní větvi
P_A	[W]	potřebný provozní výkon hnacího bubnu
P_M	[W]	potřebný provozní výkon motoru
P_z	[mm]	rozteč závitů
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu rámu
R_{mp}	[N · mm ⁻¹]	pevnost pásu
W_{OA}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v místě A
W_{OG}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v místě G
W_O	[m ³]	průřezový modul v ohybu profilu rámu
Z_T	[N]	teoretická napínací síla
a_d	[m]	rozteč dopadových válečkových stolic
a_n	[m]	rozteč válečkových stolic v místě přivádění materiálu
a_o	[m]	rozteč válečkových stolic v horní větvi



a_u	[m]	rozteč válečkových stolic v dolní větvi
b_l	[m]	ložná šířka pásu
d_1	[m]	průměr osy v místě ložisek
d_2	[m]	průměr osy
d_{H1}	[m]	průměr hřídele v uložení ložiska hnaného bubnu
d_m	[mm]	malý průměr závitu šroubu
d_s	[mm]	střední průměr závitu šroubu
k_A	[–]	bezpečnost k msp v místě A
k_G	[–]	bezpečnost k msp v místě G
k_{NS}	[–]	součinitel bezpečnosti v tahu napínacího šroubu
k_R	[–]	bezpečnost rámu vzhledem k mezi kluzu
l_b	[m]	urychlovací délka
l_{bv}	[m]	délka bočního vedení násypky
m_{B1}	[kg]	hmotnost dopravního pásu na 1 válečkovou stolicí
m_{B2}	[kg]	hmotnost dopravního pásu na 1 dopadovou válečkovou stolicí
m_{B3}	[kg]	hmotnost dopravního pásu na 1 válečkovou stolicí ve vratné větvi
m_{B4}	[kg]	hmotnost dopravního pásu na elektrobuben
m_{B5}	[kg]	hmotnost dopravního pásu na vratný buben
m_E	[kg]	hmotnost elektrobubnu
m_{G1}	[kg]	hmotnost nákladu na 1 válečkovou stolicí
m_{G2}	[kg]	hmotnost nákladu na 1 dopadovou válečkovou stolicí
m_{G4}	[kg]	hmotnost nákladu na elektrobuben
m_{G5}	[kg]	hmotnost nákladu na vratný buben
m_V	[kg]	hmotnost vratného bubnu
n_z	[–]	počet závitů matice
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak v závitech
p_z	[MPa]	tlak v závitech
q_1	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi
q_{1d}	[kg]	hmotnost dopadového válečku
q_2	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi
q_B	[kg · m ⁻¹]	hmotnost 1 metru dopravního pásu
q_G	[kg · m ⁻¹]	hmotnost nákladu na 1 metr délky
q_{RO}	[kg · m ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr v horní větvi



q_{RU}	[kg · m ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr v dolní větvi
q_{S2}	[kg]	hmotnost válečkové stolice ve vratné větvi
v_0	[m · s ⁻¹]	rychlost dopravované hmoty ve směru pohybu pásu volena
μ_1	[—]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[—]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
σ_{OG}	[MPa]	ohybové napětí v místě G
σ_{OmaxA}	[Mpa]	maximální ohybové napětí na ose
σ_{OmaxG}	[MPa]	maximální ohybové napětí v místě G
σ_{Omax}	[MPa]	maximální ohybové napětí na rámu
σ_{dov1}	[MPa]	dovolené napětí na bubnu
σ_{dov2}	[MPa]	dovolené napětí na ose
σ_{dov3}	[MPa]	dovolené napětí napínacího šroubu v tahu
σ_t	[MPa]	tahové napětí v napínacím šroubu
h	[mm]	výška matice
k	[—]	součinitel sklonu
C	[N]	dynamická únosnost
F	[N]	průměrný tah v pásu na buben
H	[m]	dopravní výška
L	[m]	vzdálenost os bubnů
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
Q	[kg · h ⁻¹]	dopravní výkon
S	[m ²]	teoretický průřez náplně materiálu na pásu
Z	[N]	napínací síla
a	[—]	exponent rovnice trvanlivosti
b	[m]	využitelná ložná šířka pásu
d	[mm]	velký průměr závitu šroubu
f	[—]	globální součinitel tření
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
n	[ot · min ⁻¹]	otáčky hnaného bubnu
q	[N · m]	spojité ztížení vyvolané hmotností rámu
r	[m]	poloměr hnaného bubnu
t	[m]	tloušťka pásu
v	[m · s ⁻¹]	jmenovitá dopravní rychlost pásu



α	[–]	součinitel tvaru
δ	[°]	úhel sklonu dopravníku
η	[–]	celková účinnost pohonu
θ	[°]	dynamický sypný úhel
μ	[–]	součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem
ξ	[–]	součinitel rozběhu
ρ	[kg · m ⁻³]	objemová sypná hmotnost
φ	[°]	úhel opásání
ω	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost



SEZNAM PŘÍLOH

3D MODEL

P1 3D model pojízdného pásového dopravníku

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

1-PD/SZZ-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy	1/4
4-PD/SZZ-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	2/4
4-PD/SZZ-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	3/4
4-PD/SZZ-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	4/4
2-PD/SZZ-01	VRATNÝ BUBEN	výkres svarku	1/2
4-PD/SZZ-01	VRATNÝ BUBEN	seznam položek	2/2
3-PD/SZZ-01.3	OSA VRATNÉHO BUBNU	výrobní výkres	1/1

CD

Elektronická verze bakalářské práce

Výkresová dokumentace

**P1- 3D MODEL POJÍZDNÉHO PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU**